

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-140870
 (43)Date of publication of application : 22.05.2001

(51)Int.CI. F16C 19/16
 F16C 33/38
 F16C 33/58

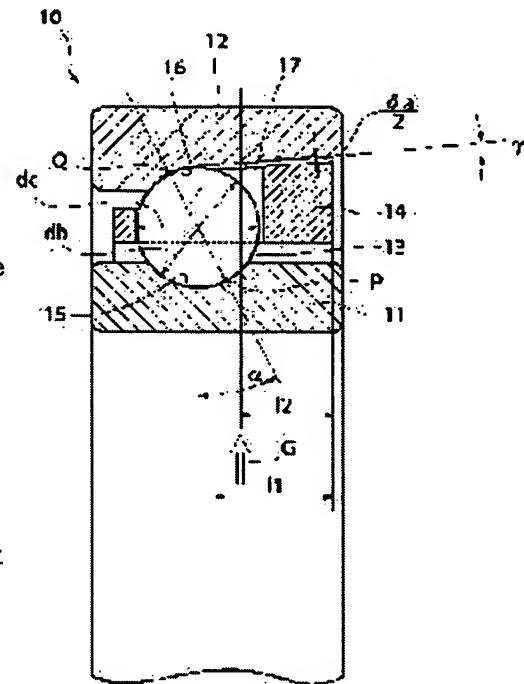
(21)Application number : 11-329319 (71)Applicant : NSK LTD
 (22)Date of filing : 19.11.1999 (72)Inventor : SATO CHUICHI

(54) ANGULAR BALL BEARING

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide an angular ball bearing preventing the vibration and sound of a holder by stabilizing the position and attitude of the holder.

SOLUTION: This angular ball bearing 10 is provided with an inner ring 11 fitted to a rotary shaft, an outer ring 12 coaxially arranged to store the inner ring 11, twelve balls 13 rolling between an inner ring groove 15 formed on the inner ring 11 and an outer ring groove 16 formed on the outer ring 12, and a holder 14 holding the balls 13. A groove clearance section 17 having an increased inner diameter to the vicinity of the depth of the outer ring groove 16 on one end side of the bearing 10 is formed on the inner periphery of the outer ring groove 16. The groove clearance section 17 is formed into an outward tapered shape or a curved shape at an inclination angle γ . The holder 14 is formed into a cylindrical shape to be stored between the inner ring 11 and the outer ring 12, and it has twelve circular pockets 18 at uniform angular intervals in the peripheral direction. The portion corresponding to the groove clearance section 17 on the outer periphery of the holder 14 is formed into a shape complementary to the shape of the inner periphery of the outer ring 12, and it is inclined at the inclination angle γ to form a stepped shape on the other end side of the bearing 10.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 02.12.2004

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of

【特許請求の範囲】

【請求項1】 外周面に内輪溝を有し、回転軸に取り付けられる内輪と、内周面に外輪溝を有し、前記内輪を収容するように同軸的に配置された外輪と、前記内輪溝と前記外輪溝との間で転動する複数のボールと、前記ボールを保持する保持器と、前記外輪の内周面に形成された溝逃げ部とを備えるアンギュラ玉軸受において、前記溝逃げ部を外開きのテープ形状又はテープ状曲面形状とし、前記溝逃げ部の部位において前記保持器の外周面の形状を前記外輪の内周面の形状と相補的に形成したこととを特徴とするアンギュラ玉軸受。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、アンギュラ玉軸受、特に、保持器の振動及び音響の発生を防止することができるアンギュラ玉軸受に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、アンギュラ玉軸受は、ラジアル荷重に加えてスラスト荷重を支承する軸受として知られている。

【0003】 図10は、従来のアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図、図11は、図10のX I-X I線断面図である。

【0004】 アンギュラ玉軸受100は、図示しない回転軸に取り付けられる内輪101と、内輪101を収容するように同軸的に配置された外輪102と、内輪101と外輪102との間で転動する12個のボール103と、ボール103を保持する保持器104とを備える。

【0005】 内輪101の外周面には、横断面円弧状の内輪溝105が形成されており、外輪102の内周面には、横断面円弧状の外輪溝106が形成されている。複数のボール103は、内輪溝105と外輪溝106間に配列されている。ボール103は、内輪溝105に対してはP点、外輪溝106に対してはQ点において接触角 α で接触している(図10)。外輪溝106の内周面は、軸受100のスラスト方向(以下、単に「スラスト方向」という)に関してボール103が内周溝105に接触するP点側、即ち軸受100の一端側において、外輪溝106の深さ近傍までその内径が増大して溝逃げ部107が形成されている。

【0006】 保持器104に保持された12個のボール103の内輪溝105及び外輪溝106間への組み込みは、外輪102を高周波加熱により膨張させた状態で軸受100の一端側から溝逃げ部107を介して押し込むことにより行う。これにより、外輪102の温度が常温に低下したときの外輪102の収縮によりボール103が内輪溝105と外輪溝106の間から外れないようになっている。このようなアキシャル玉軸受100においては、内輪101と外輪102の相対的回転に伴い、内輪溝105及び外輪溝106上をボール103が公転及

び自転する。

【0007】 図12は、保持器104の斜視図である。

【0008】 保持器104は、内輪101と外輪102の間に収容され得るような円筒形状をなし、円周方向に等角度間隔 θ (図11)で12個の円形ポケット108が形成されている。ポケット108の直径 d_c は、ボール103の直径 d_b に対して直径隙間 δ_c (= $d_c - d_b$)、例えば0.6~0.7mmだけ大きく設定されている(図11)。

【0009】 図10において、保持器104の内周面と内輪101の外周面との間には、アンギュラ玉軸受100潤滑のための隙間が設けられ、保持器104の外径は、外輪106の内径に対して直径隙間 δ_a 、例えば0.75~0.9mmだけ小さく設定されている。

【0010】 上記のような構成により、ボール103は、保持器104、内輪溝105、外輪溝106により等角度間隔 θ で保持され、保持器104は、その位置・姿勢が、スラスト方向に関してはボール103のスラスト方向位置及び直径隙間 δ_c に応じて、軸受100のラジアル方向(以下、単に「ラジアル方向」という)に関しては、図13に示すように、ボール103の円周方向位置及び直径隙間 δ_a に応じて規制される。

【0011】

【発明が解決しようとする課題】 しかしながら、軸受100の他端側において、保持器104の外周面と外輪102の内周面との間に形成されるすべり軸受では、幅が狭いためモーメント剛性が非常に小さくなり、保持器104の倒れ及びスラスト方向位置決めを規制することはできず、保持器104は倒れ角度及びスラスト方向位置が不安定であり、加えて軸受100の回転立ち上がり時、停止時の過渡期には、ラジアル方向位置も不安定になる。

【0012】 また、図10に示すように、外輪102の内周面のうち保持器104を支承する支承部は、軸受100の他端側のみであり、且つその支承部の面積は小さく、保持器104の重心(保持器104の幅中央)が支承部からかなりオーバーハングしている。このため、保持器104の重心位置の偏倚により遠心力によるモーメントを発生し、この遠心力によるモーメントは、保持器104の重心位置の偏倚をもたらす。これは、遠心力が回転速度の2倍で増大することを踏まえれば、軸受100の高速回転時及び回転立ち上がり、立ち下がり時には特に不利であり、音響だけでなく、振動の発生、回転精度の悪化、寿命への悪影響を与える。

【0013】 上記のようなアンギュラ玉軸受100では、保持器104は、外輪溝106に対して軸受100の他端側のみで支承され、即ち、保持器104の重心が、保持器104を支承する外輪102の支承部に対してオーバーハングしており、直径隙間 δ_c 、直径隙間 δ_a が大きいため(内径100mm、外径150mm、幅

24mmのアンギュラ玉軸受で、 $\delta c = 0.6 \sim 0.7$ mm、 $\delta a = 0.75 \sim 0.9$ mm)、アンギュラ玉軸受100作動中に、保持器104の位置・姿勢が不安定になる。このため、アンギュラ玉軸受100作動中の保持器104の位置・姿勢は隙間範囲内で変化し、振動音響大となり、回転速度の上昇に限界を生じる(例えば、「アンギュラ玉軸受の保持器の動的挙動」、Koyo Engineering Journal No. 146(1994), pp6-pp14 参照)。

【0014】外輪102の内径と保持器104の外径との間の直径隙間 δa は、回転速度の増大と共に遠心力の増大、及び温度上昇による保持器104の熱膨張(外輪102より大のため)により減少するため、その設定値を小さくすることができない。

【0015】また、ポケット108の直径隙間 δc については、ポケット108が単純円のためポケット108を通して保持器104の内側から外側への潤滑油の流れを妨げないだけのある程度の大きさが必要である。これらの、直径隙間 δa 、 δc は、保持器の位置・姿勢の不安定をもたらすが、特に最近のマシニングセンタ主軸のように、工具交換を頻繁に行い、しかもその交換時間短縮のために回転、停止を最短時間にすることが要求される分野では問題が大きい。また、保持器104の位置・姿勢の安定だけでなく、更に、ボール103の転がり部、並びに保持器104とボール103の間、保持器104の外周面と外輪102の内周面との間のすべり部の潤滑が、軸受100の高速化に対し基本的問題となる。

【0016】一方、軸受100の潤滑方法としては、図10に示すように、オイルミストやオイルエアー等の潤滑剤を保持器104の内周面と内輪101の外周面との間に供給する(Q0)が、ボール103に遠心力が作用するために本来潤滑すべき外輪102及びボール103間(Q1)よりも、軸受100の一端側において保持器104の内周面と内輪102の外周面との間(Q2)に多く流れため有効な潤滑効果が阻害される。

【0017】そこで、本発明の目的は、保持器の位置・姿勢を安定させることにより保持器の振動及び音響を防止することができるアンギュラ玉軸受を提供することにある。

【0018】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するためには、請求項1記載のアンギュラ玉軸受は、外周面に内輪溝を有し、回転軸に取り付けられる内輪と、内周面に外輪溝を有し、前記内輪を収容するように同軸的に配置された外輪と、前記内輪溝と前記外輪溝との間で転動する複数のボールと、前記ボールを保持する保持器と、前記外輪の内周面に形成された溝逃げ部とを備えるアンギュラ玉軸受において、前記溝逃げ部を外開きのテープ形状又はテープ状曲面形状とし、前記溝逃げ部の部位において前記保持器の外周面の形状を前記外輪の内周面の形状と相補的に形成したことを特徴とする。

【0019】請求項1記載のアンギュラ玉軸受によれば、外輪の内周面に形成された溝逃げ部を外開きのテープ形状又はテープ状曲面形状とし、溝逃げ部の部位において保持器の外周面を外輪の内周面の形状と相補的に形成したので、保持器の位置をラジアル方向及びアキシャル方向に規制することができ、且つ保持器の外周面と外輪の内周面とが対向する位置に保持器の重心位置を配して保持器の姿勢を規制することができ、その結果、保持器の振動及び音響を防止することができる。

【0020】好ましくは、溝逃げ部の部位において保持器の内周面と内輪の外周面との隙間を、保持器の外周面と外輪の内周面との隙間より大きくする方がよい。これにより、保持器の案内を外輪により行うことができる。

【0021】好ましくは、溝逃げ部の部位において保持器の外周面にV型ヘリングボーン溝を設けるのがよい。これにより、ヘリングボーン溝の動圧効果により、保持器の外周面及び外輪の内周面の剛性及びダンピング特性を向上させることができ、また、内輪側が多く外輪側が少なくなる傾向にある潤滑剤の流れを改善することにより、ボールと外輪溝の間の潤滑量を確保することができる。

【0022】更に好ましくは、V型ヘリングボーン溝を非対称とする方がよい。これにより、溝の長い方から短い方への潤滑剤の流れが生じるので、潤滑油特性を改善することができる。

【0023】好ましくは、保持器へのポケットをアンギュラ玉軸受の接触角に相当する角度だけ傾けて設けるのがよい。これにより、ボールの保持器に対する接点がボールの自転軸上に位置させることができ、その結果、軸受の摩擦・磨耗を低減することができる。

【0024】好ましくは、軸受の溝逃げ部側において所定の隙間をあけて内輪と保持器に対向するように回転軸に間座を設けるのがよい。保持器の端面と間座との隙間を適切に設定することにより、軸受への潤滑剤の供給量に対して、外輪の内周面と保持器の外周面の間からの排出量と、内輪の外周面と保持器の内周面との間からの排出量との割合を適正比率に調整することができる。

【0025】上記保持器の製造方法としては、高強度プラスチックにて射出成形により基本リングを作製する射出成形工程と、該作製された基本リングの外周面に炭素繊維を巻き付ける炭素繊維巻き付け工程と、高潤滑性プラスチックを用いて所定の傾斜角の段付き部及びV型ヘリングボーン溝をインサート成形するインサート成形工程と、インサート成形されたリングに円形ポケットの機械加工仕上を行う機械加工仕上げ工程とから成るのがよい。

【0026】これらの工程を経て製造された保持器は、炭素繊維補強により遠心力による膨張及び温度上昇による膨張を防止することができ、高回転、停止によるすべりに対しても有利となる。また、炭素繊維で巻き付けた

後、その外周に高潤滑性プラスチックでインサート成形することにより、保持器の外周面と外輪の内周面の接触による摩擦・磨耗を防止することができる。さらに、上記高強度プラスチック、炭素繊維、及び高潤滑プラスチックの組み合せは、温度上昇に対して内輪及び外輪の鋼より線膨張係数が大きいので保持器の外周面と外輪の内周面との隙間が小さくなる傾向にあるが、遠心力に対しては鋼より密度が小さいので保持器の外周面と外輪の内周面との隙間が大きくなる傾向があり、保持器案内のための該隙間の適正化を図ることができる。

【0027】また、ポケットの円形状の4隅に逃しを設けるのが好ましく、この逃しを介して潤滑油の流れを良くし、潤滑油による冷却・潤滑効果を向上させることができる。さらに、ボールと保持器との接触面積を低減させることができるので、摩擦を小さくし、発熱を抑制することができる。

【0028】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受の図を参照しながら説明する。

【0029】図1は、本発明の第1の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図である。

【0030】アンギュラ玉軸受10は、図示しない回転軸に取り付けられる内輪11と、内輪11を収容するよう同軸的に配置された外輪12と、内輪11及び外輪12間で転動する複数個、例えば12個のボール13と、ボール13を保持する保持器14とを備える。ボール13の個数は、例えば工作機械用高速スピンドルに使用されるアキシャル玉軸受のように軸受の剛性が要求される場合ほど多く設定されている。

【0031】内輪11の外周面には、横断面円弧状の内輪溝15が形成されており、外輪12の内周面には、横断面円弧状の外輪溝16が形成されている。複数のボール13は、内輪溝15と外輪溝16の間に配列されている。ボール13は、内輪溝15に対してはP点、外輪溝16に対してはQ点において接触角 α 、例えば15°で接触している。外輪溝16の内周面には、ボール13が内周溝15に接触するP点側、即ち軸受10の一端側において、外輪溝16の深さ近傍までその内径が増大して溝逃げ部17が形成されている。溝逃げ部17は傾斜角 γ で外開きのテーパ形状に形成されている。溝逃げ部17はテーパ状曲面形状に形成されてもよい。ここで、テーパ状曲面とは、外開き側位置ほど傾斜角 γ が小さくなるように錐面が凹面となるものをいう。 γ は、通常2~10°の範囲で選定され、2°未満であるとアキシャル方向の規制が弱くなり、10°を越えると軸受端の幅が高くなり過ぎる。

【0032】保持器14に保持された複数個、例えば12個のボール13の内輪溝15及び外輪溝16間への組み込みは、外輪12を高周波加熱により膨張させた状態で軸受10の一端側から溝逃げ部17を介して押し込む

ことにより行う。これにより、外輪12の温度が常温に低下したときの外輪12の収縮によりボール13が内輪溝15と外輪溝16の間から外れないようになっている。このようなアキシャル玉軸受10においては、内輪11及び外輪12の相対的回転に伴い、内輪溝15及び外輪溝16上をボール13が公転及び自転する。

【0033】以下、図2及び図3を参照して保持器14の変形例を説明する。

【0034】図2は、保持器14の変形例の斜視図、図3(a)は、図2の保持器14の部分平面図、図3(b)は、図2の保持器14の部分側面図である。

【0035】保持器14は、内輪11と外輪12の間に収容され得るような円筒形状をなし、円周方向に等角度間隔で12個の円形ポケット18を有する。ポケット15の直径 d_c は、ボール13の直径 d_b に対して直径隙間 δ_c (= $d_c - d_b$)、例えば0.6~0.7mmだけ大きく設定されている(図1)。

【0036】保持器14の外周面のうち溝逃げ部17に対応する部分は、その形状が傾斜角 γ で傾斜して外輪12の内周面の形状と相補的に形成され、外輪12の内周面と平行な軸受10の他端側に対して段付き形状を呈している。このとき、軸受10の他端側において、保持器14の外径は、外輪12の内径に対して直径隙間 δ_a 、例えば0.75~0.9mmだけ小さく設定されている。

【0037】溝逃げ部17の部位において保持器14の内周面と内輪11の外周面との隙間を、保持器14の外周面と外輪12の内周面との隙間より大きくするのがよい。これにより、保持器14の案内を外輪12により行うことができる。また、保持器14の内周面と内輪11の外周面との隙間には、アンギュラ玉軸受10潤滑のためのスペースを確保することができ、軸受10の他端側において該隙間を介して軸受10へのオイルミストやオイルエアー等の潤滑剤を供給することができる(図1)。

【0038】上記のような構成により、ボール13は、保持器14、内輪溝15、外輪溝16、により等角度間隔で保持され、保持器14は、その位置・姿勢が、軸受のスラスト方向に関してはボール13のスラスト方向位置及び直径隙間 δ_c に応じて、軸受のラジアル方向に関してはボール13の円周方向位置及び直径隙間 δ_a に応じて規制される。

【0039】本実施の形態によれば、保持器14は、軸受10の一端側に段付き形状部を有しているので、スラスト方向に関する保持器14の重心位置G(軸受10の一端側の端面からの距離 L_1)を、外輪12の内周面のうち保持器14の段付き部を支承する支承部のスラスト方向幅(L_2)の範囲内に位置させることができる。これにより、保持器14の重心位置Gの偏倚により遠心力によるモーメントが発生するのを防止することができ

る。

【0040】また、保持器14の段付き形状部の外周面を傾斜角 α で傾斜させているので、保持器14の回転に伴って、保持器14にラジアル方向の支持力に加えてその分力としてスラスト方向の支持力が発生し、反対側におけるボール13との接触と相俟ってスラスト方向位置が規制されることになり、スラスト方向に関する保持器14のガタを低減することができる。これにより、保持器14の倒れを阻止することができる。

【0041】本実施の形態において、図2及び図3に示すように、保持器14の段付き形状部の外周面に、V型の非対称ヘリングボーン溝20を設けるときは、そのV頂点を、保持器14の回転方向(図3の矢印)の反対側に向けることにより更なる性能向上が図れる。即ち、保持器14の外周面と外輪12の内周面との隙間 $\delta a/2$ によりグループ軸受を構成し、ヘリングボーン溝の動圧効果により、保持器14の外周面及び外輪12の内周面の剛性及びダンピング特性を向上させることができる。

【0042】ヘリングボーン溝20は、幅 b_1 、深さ k_1 であり、ヘリングボーン溝20のV型溝形状のV頂点が、保持器14の支持部の幅を幅 B_1 と幅 B_2 ($B_1 > B_2$)に2分する位置に形成されている。このようにV型ヘリングボーン溝が非対称($B_1 > B_2$)であるので、溝の長い方から短い方への潤滑剤の流れを生じさせて、内輪11側が多く外輪12側は少なくなる傾向にある潤滑剤の流れを改善することにより、ボール13と外輪溝16の間の潤滑油量を確保することができる。

【0043】また、図4は、本発明の第1の実施の形態の変形例に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図である。図4に示すように、軸受10の一端側において、保持器14の端面との間に隙間 δk をあけて軸21に間座22を設け、隙間 δk を調節するのがよい。これより、軸受10の他端側において供給されるオイルミストやオイルエアー等の供給量 Q_0 に対して、外輪12の内周面と保持器14の外周面との間の排出量 Q_1 と、内輪11の外周面と保持器14の内周面との間の排出量 Q_2 の割合を適正比率に調整することができる。その結果、ころがり部(特に、遠心力の影響を受けるボール13及び外輪溝16間の接触点)の潤滑効果を最適化することができる。

【0044】軸受10への潤滑剤として、オイルミストやオイルエアー等に代えて、潤滑油と冷却エアー(-30~0°C)とを別々に供給してもよい。この際、潤滑油は高圧直噴により供給される。これにより、軸受10の転がり部を効果的に冷却することができ、その結果軸受10の焼き付きを防止することができる。

【0045】以上の構成において、保持器14の外周面にV型の非対称ヘリングボーン溝20を設ける場合は、ポケット18とボール18の直径隙間 δc と、保持器14の外周面と外輪12の内周面との直径隙間 δa とは必

要最小値に設定するのがよく、従来の各直径隙間 δc 、 δa の値に対して $1/5 \sim 1/10$ 程度であるのがよい。この値は、動圧効果を考えて適正値である。

【0046】次に、本発明の第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受を図5を用いて説明する。

【0047】図5(a)は、本発明の第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図であり、図5(b)は、第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受の保持器14の部分平面図である。なお、本実施の形態の説明において、第1の実施の形態と同様の部位には同一の符号を付して重複した説明を省略する。

【0048】保持器14は、その内周面が、段付き形状部に対応する軸受10の一端側において拡径しており、また、軸受10の他端側において、外輪12の内周面と保持器14の内周面との隙間は、内輪11の外周面と保持器14の内周面との隙間より大きい。軸受10に対する潤滑剤は、外輪12の内周面と保持器14の内周面との隙間になされる。

【0049】さらに、保持器14に形成されたポケット18は、接触角 α と同じ角度、例えば15°で軸受10の一端側に傾斜している。これにより、ボール13の保持器14に対する接点R、Sをボール13の自転軸上に位置させることができ、その結果、軸受10の摩擦、磨耗を低減することができる。その理由は、従来例では、自転軸上の点から離れた位置で保持器と接触することによりボールと保持器との間ですべりが生じるのに対し、本好適例では、このすべりをなくすことができるからである。

【0050】図6は、図5(a)における保持器14に形成されたポケット18のA矢視図である。

【0051】図6において、保持器14に形成されるポケット18の断面形状を、ボール13の自転軸23及びそれに直交する軸の近傍(± x_0)は直線とし、該近傍以外の円周部分(4隅)には逃し△が形成されるような形状とする。この逃し△により、直径隙間 δc を通る潤滑剤の流れを良くすることができ、ボール13等の軸受10の潤滑及び冷却性を向上させることができる。また、ボール13と保持器14との接触面積を低減させることができるので、ボール13と保持器14との摩擦を小さくし、発熱を抑制することができる。

【0052】ポケット18の断面はカッタ径 D_c (=2 R_p)のカッタを、図6のカッタパス25に沿って移動させると、ポケット18の断面形状の4隅の曲率半径を R_p とことができ、該4隅に逃げ△を形成することができる。

【0053】本実施の形態において、保持器14は、図7に示すように、段付き形状部を有していないくともよく、また内周面には拡径部は設けられていない断面真円状のものでもよい。

【0054】以下、上記実施の形態に係る保持器14の

製造方法の一例を図8を用いて説明する。

【0055】本製造方法は、高強度プラスチック（例えば、PEEK（和文名称ポリエーテルエーテルケトン）にて射出成形により外周面に溝部を有する基本リング30を作製する射出成形工程（図8（a））と、該作製された基本リング30の外周面の溝部に、例えば径30μm以下の炭素繊維31を巻き付ける炭素繊維巻き付け工程（図8（b））と、高潤滑性プラスチック（含油プラスチック等）を用いて傾斜角γの段付き部及びV型非対称ヘリングボーン溝をインサート成形するインサート成形工程（図8（c））と、インサート成形されたリング30にポケット18の加工等の機械加工仕上を行う機械加工仕上げ工程（図8（d））とから成る。

【0056】これらの工程を経て製造された保持器14は、炭素繊維補強により遠心力による膨張及び温度上昇による膨張を防止することができ、軸受10の高速回転、停止によるすべりに対しても有利となる。

【0057】本保持器14は、その外周部が高潤滑性プラスチックで作られているので、保持器14の外周面と外輪12の内周面の接触による摩擦・磨耗を防止することができる。さらに、上記高強度プラスチック、炭素繊維、及び高潤滑性プラスチックの組み合せは、温度上昇に對して内輪11及び外輪12の鋼より線膨張係数が大きいので保持器14の外周面と外輪12の内周面との隙間が小さくなる傾向にあるが、遠心力に對しては内輪11及び外輪12の鋼より密度が小さいので保持器14の外周面と外輪12の内周面との隙間が大きくなる傾向にあり、保持器14案内のための該隙間の適正化を図ることができる。

【0058】なお、本製造方法を上記実施の形態における保持器14ばかりでなく従来型の保持器104にも適用してもよい。この製造された保持器104は、図9に示すように、基本リング40をフェノール樹脂で作製し、この基本リング40の回りに炭素繊維41を巻き付け、さらに、その外周に高潤滑性プラスチック（ナイロン等）42をインサート成形し、このインサート成形されたリング40にポケット108を形成したものである。インサート成形されたリング40の外周部は、外輪102の内周面に案内されるので、その材質は低摩擦・磨耗の材料で構成し、且つ仕上げ面精度を良好なものにするのがよい。また、炭素繊維41の巻き付け回数は、内輪102及び外輪102との拘束条件により決定されるのが好ましいが、内輪101及び外輪102との線膨張係数の差が実質的に0になるように決定するのがよい。

【0059】

【発明の効果】以上詳細に説明したように、請求項1記

載のアンギュラ玉軸受によれば、外輪の内周面に形成された溝逃げ部を外開きのテーパ形状又はテーパ状曲面形状とし、溝逃げ部の部位において保持器の外周面を外輪の内周面の形状と相補的に形成したので、保持器の位置をラジアル方向及びアキシャル方向に規制することができ、且つ保持器の外周面と外輪の内周面とが対向する位置に保持器の重心位置を配して保持器の姿勢を規制することができ、その結果、保持器の振動及び音響を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図である。

【図2】保持器14の変形例の斜視図である。

【図3】（a）は、図2の保持器14の部分平面図であり、（b）は、図2の保持器14の部分側面図である。

【図4】本発明の第1の実施の形態の変形例に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図である。

【図5】（a）は、本発明の第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図であり、（b）は、第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受の保持器14の部分平面図である。

【図6】図5（a）における保持器14に形成されたポケット18のA矢視図である。

【図7】本発明の第2の実施の形態に係るアンギュラ玉軸受の変形例のスラスト方向断面図である。

【図8】保持器14の製造方法を説明する説明図であり、（a）は射出成形工程、（b）は炭素繊維巻き付け工程、（c）はインサート成形工程、（d）は機械加工仕上げ工程を示す。

【図9】保持器104の製造方法の説明図である。

【図10】従来のアンギュラ玉軸受のスラスト方向断面図である。

【図11】図10のX-X線断面図である。

【図12】保持器104の斜視図である。

【図13】ラジアル方向に関する保持器の規制の説明図である。

【符号の説明】

10 アンギュラ玉軸受

11 内輪

12 外輪

13 ポール

14 保持器

15 内輪溝

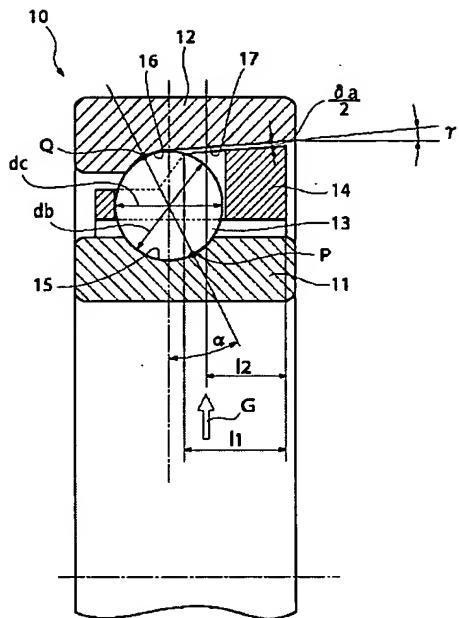
16 外輪溝

17 溝逃げ部

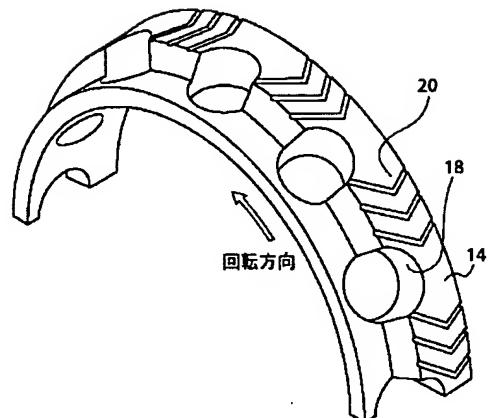
18 ポケット

20 ヘリングボーン溝

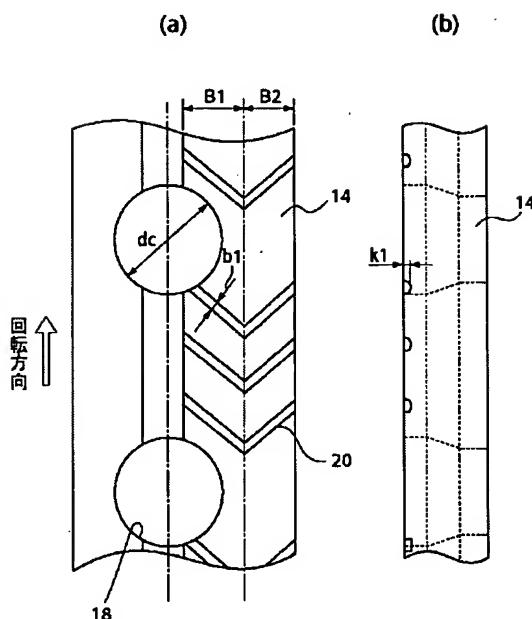
【図1】



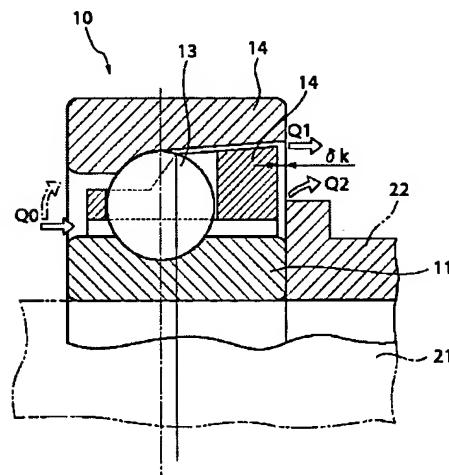
【図2】



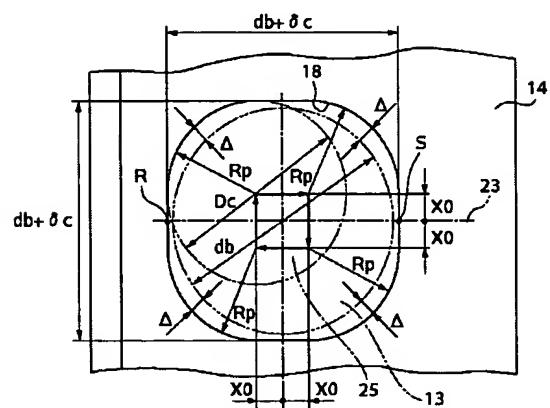
【図3】



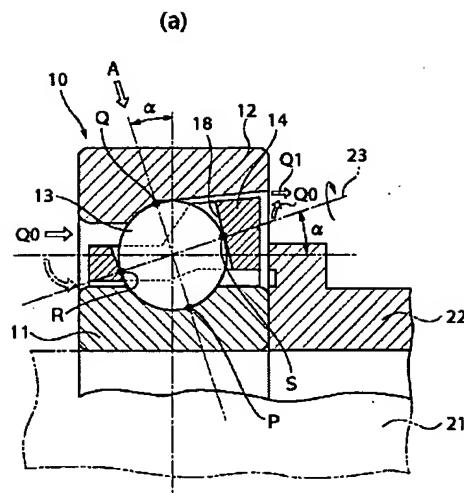
【図4】



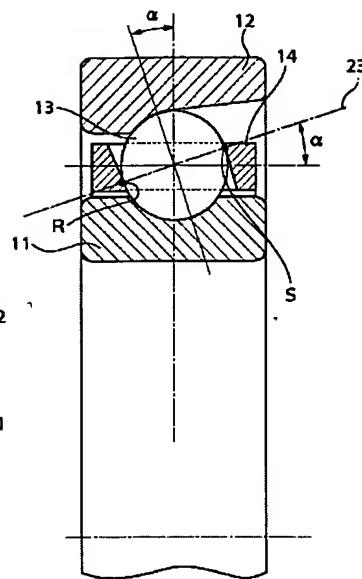
【図6】



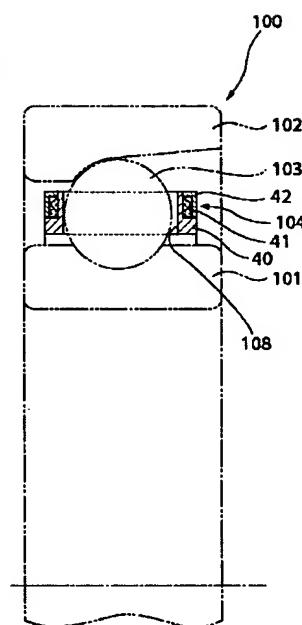
【図5】



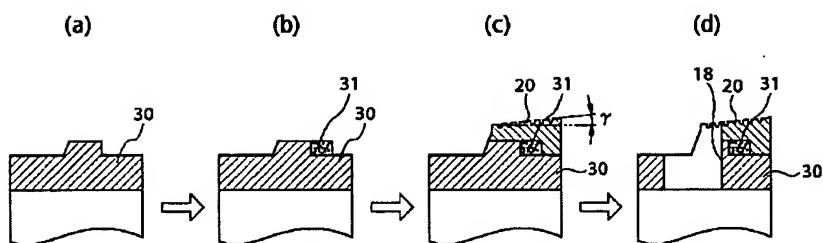
【図7】



【図9】



【図8】



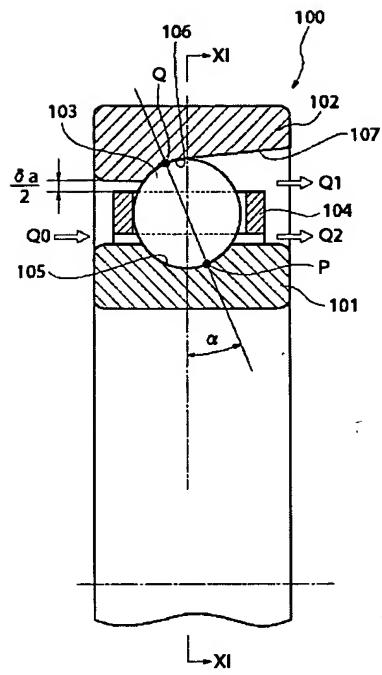
射出成形

炭素繊維巻付け

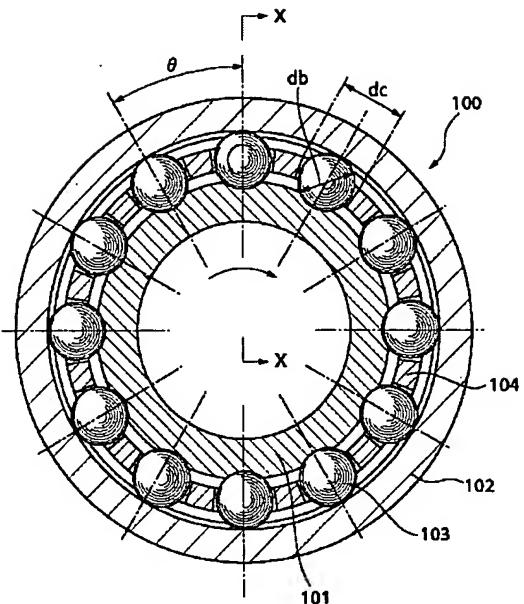
インサート成形

機械加工仕上げ

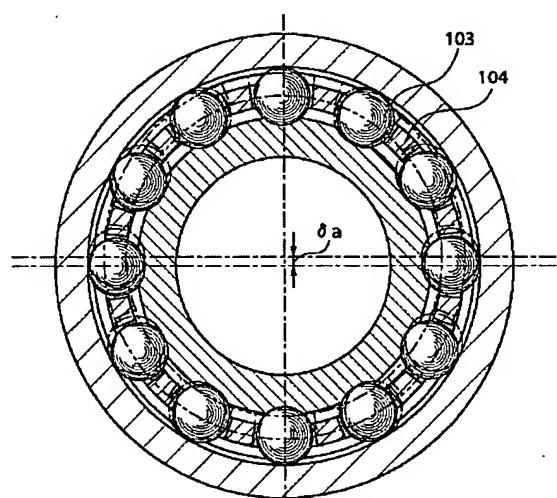
【図10】



【図11】



【図13】



【図12】

